

冷水相变机与空气源热泵耦合系统最佳工况点及能耗分析

程艳芳¹, 吴荣华¹, 于灏², 岳远博²

(1. 青岛大学机电工程学院, 山东青岛 266000; 2. 青岛科创蓝新能源股份有限公司, 山东胶州 266300)

摘要:冷水相变机与空气源热泵耦合系统具有良好的制热效果和节能效益,为研究不同工况对该耦合系统能耗特性的影响,以青岛某建筑为研究对象,对冷水相变机与空气源热泵耦合系统进行了仿真,分析室外温度和负荷侧供水温度共同调控时该耦合系统的运行能耗与系统能效比(COP),比较典型日下系统的制热性能。结果表明:当室外温度控制值为1℃,负荷侧供水最低温度控制值为35.5℃时,采用耦合控制系统,供暖季总能耗与最冷日运行能耗均为最低,相较于传统空气源热泵系统能耗分别降低了9.5%和9.86%,系统COP分别提高了22.53%和54.2%。

关键词:热泵系统;冷水相变能;TRNSYS仿真;工况点

中图分类号:TU831 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2022.03.024

[引用本文格式]程艳芳,吴荣华,于灏,等.冷水相变机与空气源热泵耦合系统最佳工况点及能耗分析[J].热能动力工程,2022,37(3):168-175. CHENG Yan-fang, WU Rong-hua, YU Hao, et al. Analysis of optimum working conditions and energy consumption of coupled system of cold water phase change machine and air source heat pump[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022,37(3):168-175.

Analysis of Optimum Working Conditions and Energy Consumption of Coupled System of Cold Water Phase Change Machine and Air Source Heat Pump

CHENG Yan-fang¹, WU Rong-hua¹, YU Hao², YUE Yuan-bo²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao University, Qingdao, China, Post Code:266000;
2. Qingdao KCBBlue New Energy Joint Stock Company, Jiaozhou, China, Post Code:266300)

Abstract: The coupled system of cold water phase change machine and air source heat pump has advantages on heating and energy saving. To study the effect of different working conditions on energy consumption characteristics of the coupled system, taking a building of Qingdao as the research object and using simulation, the operation energy consumption and COP of the coupling system under the co-regulation of outdoor temperature and load side water supply temperature are analyzed. The heating performance of typical days is compared. The results show that when the control value of the outdoor temperature is 1℃, that of the minimum water supply temperature on the load side is 35.5℃, and the coupled control system is adopted, the total energy consumption in heating season and operating energy consumption in the coldest day are the lowest. Compared with the traditional air source heat pump system, the energy consumptions are reduced by 9.5% and 9.86% respectively, and the COPs of the system are increased by 22.53% and 54.2% respectively.

收稿日期:2021-04-20; 修订日期:2021-05-20

基金项目:青岛市民生科技计划项目“低品位能源供热供冷技术及应用示范”(19-6-1-79-nsh)

Fund-supported Project: Qingdao People's Livelihood Science and Technology Plan Project "Low-grade Energy Heating and Cooling Technology and Application Demonstration" (19-6-1-79-nsh)

作者简介:程艳芳(1996-),女,河南三门峡人,青岛大学硕士研究生。

通讯作者:吴荣华(1976-),男,湖北洪湖人,青岛大学教授。

Key words: heat pump system, phase change energy of cold water, TRNSYS simulation, system working point

引言

传统空气源热泵以空气为热源对建筑物进行供热,但其在寒冷地区容易受到室外温度的限制,能源利用率低^[1],学者将太阳能与空气源热泵耦合^[2-3],提高了空气能的利用效率,但太阳能在热源侧具有局限性,易受天气因素影响。文献[4-9]设计开发了冷水相变能热泵系统,通过提取水相变潜热为建筑供冷供热。与太阳能相比,冷水相变能换热器不易受天气和冷热源的限制,因此将冷水相变机与空气源热泵耦合,既能弥补空气源热泵低温换热效率低的缺点,又能充分发挥耦合系统的节能优势。

为保证该耦合系统高效运行,除需要探讨系统能耗特性外,还需要找到系统的最佳工况点。本文提出室外温度控制、最低温度控制^[10]以及将室外温度控制和最低温度控制耦合的3种运行调控方式,利用 TRNSYS 软件^[11]建立冷水相变机与空气源热泵耦合系统模型,从系统能耗、系统能效比(COP)两方面来分析系统各工况点的运行特性,找出最佳运行工况点。

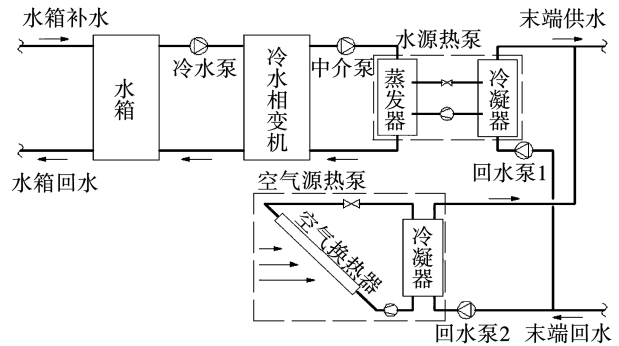
1 冷水相变机与空气源热泵耦合系统

1.1 系统原理

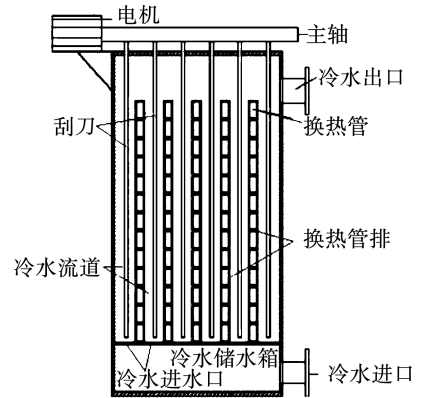
图1(a)为冷水相变机与空气源热泵耦合系统(制热工况)。该系统主要由水相变能热泵系统^[9]和空气源热泵系统(简称相变能系统和空气源系统)并联组成,其中相变能系统由冷水水箱、冷水相变机、水泵和水源热泵机组等组成;空气源热泵机组和水泵等组成空气源系统。系统运行模式可根据不同调控方式切换至冷水相变机单独运行模式、空气源热泵单独运行模式和空气源热泵与冷水相变机联合运行模式。

图1(b)为冷水相变机工作原理图,冷水相变机主要由方形换热管排、容积式储水箱和除冰机械装置组成^[5]。水相变能热泵系统工作时,冷水泵将水箱中冷水抽入冷水相变机储水箱的冷水流道中,冷

水释放相变潜热给中介防冻液后结冰,冰层附着在换热管壁上,当冰层达到一定厚度时,除冰机械装置启动,将冰层刮削去除后通过排冰口将冰浆重新排入水箱;换热管排中的防冻液吸收热量后经中介泵送入水源热泵机组蒸发器侧,释热后再回到冷水相变机中,进行下一次循环。



(a) 系统原理图



(b) 冷水相变机工作原理图

图1 系统原理图

Fig.1 System principle diagram

1.2 系统热力学模型

1.2.1 冷水相变机数学模型

冷水对流显热换热量:

$$Q_x = AK_x(t_1 - t_x) \quad (1)$$

冷水相变潜热换热量:

$$Q_q = \int_0^{\tau} Q_q(\tau) d\tau = \int_0^{\tau} (A\rho_g r_g \frac{d\phi}{d\tau}) d\tau \quad (2)$$

冷水相变机总换热量:

$$Q_z = Q_x + Q_q \quad (3)$$

式中: Q_x —冷水对流显热换热量, W; Q_q —冷水相变

潜热换热量, W; Q_z —冷水相变机换热量, W; A —冷水相变机换热管换热面积, m^2 ; K_x —冷水相变机显热传热系数, $W/(m^2 \cdot K)$; t_1 —冷水入口温度, $^{\circ}C$; t_x —固液相界面温度, $^{\circ}C$ 。 ρ_g —冰密度, kg/m^3 ; r_g —单位质量介质相变潜热, J/kg ; ϕ —冰层厚度, mm ; τ —时间, s 。

1.2.2 空气源热泵数学模型

空气源热泵蒸发器吸热量:

$$Q_{e,ahp} = Q_{c,ahp} - P_{c,ahp} \quad (4)$$

$$Q_{e,ahp} = c_{p,e} m_{e,ahp} (t_{e,in} - t_{e,out}) \quad (5)$$

空气源热泵冷凝器侧放热量:

$$Q_{c,ahp} = c_{p,c} m_{c,ahp} (t_{c,in} - t_{c,out}) \quad (6)$$

式中: $Q_{e,ahp}$ —空气源热泵制热工况下蒸发器吸热量, W; $Q_{c,ahp}$ —空气源热泵制热工况下冷凝器放热量, W; $P_{c,ahp}$ —空气源热泵功率, W; $c_{p,e}$ 、 $c_{p,c}$ —蒸发器、冷凝器侧载热流体比定压热容, $J/(kg \cdot K)$; $m_{e,ahp}$ 、 $m_{c,ahp}$ —空气源热泵蒸发器、冷凝器侧载热流体质量流量, kg/s ; $t_{e,in}$ 、 $t_{e,out}$ —蒸发器侧载热流体进出口温度, $^{\circ}C$; $t_{c,in}$ 、 $t_{c,out}$ —冷凝器侧载热流体进出口温度, $^{\circ}C$ 。

1.2.3 水源热泵数学模型

水源热泵蒸发器吸热量:

$$Q_{e,whp} = Q_{c,whp} - P_{c,whp} \quad (7)$$

$$Q_{e,whp} = c_{p,e} m_{e,whp} (t_{e,in} - t_{e,out}) \quad (8)$$

水源热泵冷凝器侧放热量:

$$Q_{c,whp} = c_{p,c} m_{c,whp} (t_{c,in} - t_{c,out}) \quad (9)$$

式中: $Q_{e,whp}$ —水源热泵制热工况下蒸发器吸热量, W; $Q_{c,whp}$ —水源热泵制热工况下冷凝器放热量, W; $P_{c,whp}$ —水源热泵功率, W; $m_{e,whp}$ 、 $m_{c,whp}$ —水源热泵蒸发器、冷凝器侧载热流体质量流量, kg/s 。

1.2.4 系统制热性能系数

冷水相变机与空气源热泵耦合系统性能系数为:

$$COP_h = \frac{Q_c}{P_{c,ahp} + P_{c,whp} + P_s} \quad (10)$$

式中: COP_h —耦合系统制热工况下能效比; Q_c —耦合系统总制热量, W; P_s —水泵功率, W。

1.3 系统仿真模型

以青岛市某建筑为例,建立冷水相变机与空气

源热泵耦合系统,建筑面积 $3\ 000\ m^2$,针对冬季工况,系统设计供水温度 $45\ ^{\circ}C$ 。通过瞬态系统模拟软件 TRNSYS 搭建系统模型,从 11 月 15 日到来年的 3 月 16 日,时间步长为 $1\ h$ 。所用部件模型主要有气象数据模型、建筑模型、水箱模型、空气源热泵模型、水相变机模型和水泵模型等,系统模型示意图如图 2 所示。

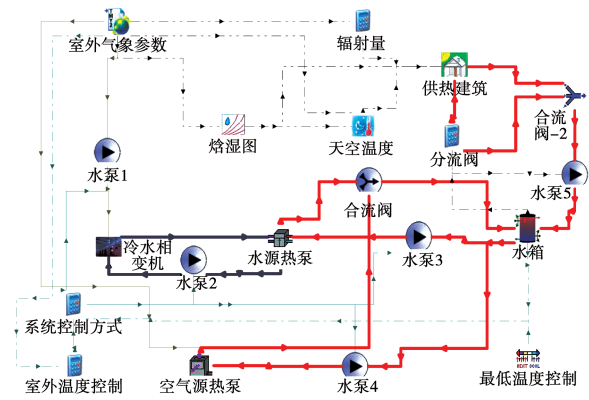


图 2 系统模型示意图

Fig. 2 Schematic diagram of system model

1.4 系统运行调控方式

通过分析比较 3 种运行调控方式下的系统制热性能,得出冷水相变机与空气源热泵耦合系统最佳运行工况点。

(1) 室外温度控制法即为根据室外空气温度控制冷水相变机和空气源热泵的启闭,当室外温度大于控制值 t_{set1} ($t > t_{set1}$) 时,采用空气源热泵单独运行模式;当室外温度小于控制值 t_{set1} ($t < t_{set1}$) 时,采用冷水相变机单独运行模式。

(2) 最低温度控制法即为控制负荷侧供水温度的最低值,当供热需求较大时,负荷侧供水水温低于最低值 t_{set2} ($t < t_{set2}$),采用空气源热泵与冷水相变机联合运行模式;当高于该设定值 $1\ ^{\circ}C$ ($t > t_{set2} + 1$) 时,采用空气源热泵单独运行模式。

(3) 耦合控制法同时根据室外空气温度和负荷侧供水温度控制运行模式,当室外温度低于 t_{set1} 且负荷侧供水温度低于 t_{set2} 时,采用空气源热泵与冷水相变机联合运行模式;当室外温度高于 t_{set1} ,或负荷侧供水温度高于 t_{set2} 时,采用空气源热泵单独运行模式。

2 最优工况点分析

2.1 室外温度控制

考虑到室外温度对空气源热泵的影响,选取-4,-3,-2,-1,0,1,2,3和4℃共9个工况点作为室外温度控制点,系统在一个供暖季内总能耗与COP如图3所示。总能耗随着室外温度控制点的升高呈现阶梯式减小而后上升的趋势,而系统COP与系统总能耗趋势相反。室外温度控制值低于-1℃,系统总能耗缓慢下降的过程中,空气源热泵供热份额随室外温度控制值升高而减小,且其换热能力上升,系统COP逐渐升高直至室外温度控制值0℃时达到峰值,系统总能耗骤减;而在室外温度控制值0℃后,随着冷水相变机运行时间的增加,系统总能耗缓慢上升,系统COP逐渐减小。

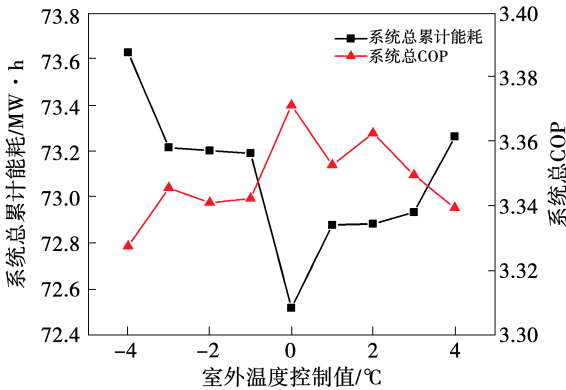


图3 各工况点系统总累计能耗与COP

Fig. 3 Total cumulative energy consumption and COP of the system at each working point

不同工况点下最冷日(1月13日)系统蓄热水箱逐时蓄水升温情况如图4所示,随着室外温度控制值的上升,蓄水温度逐渐上升,且控制值大于-1℃时升温幅度明显加快,主要是由于水相变能热泵系统运行时间增加,系统制热能力提高。

表1为室外温度控制时各工况点主要参数,结合图4可知,在室外温度控制值为4℃时蓄水温度最高,其系统总能耗比室外温度控制值为0℃时增加了742.49 kW·h,系统COP更小。因此,选取室外温度控制值为0℃的工况点5作为本控制方式的最优工况点,考虑实际情况,最终选择实际最优工况

点为0(±0.5)℃即可。

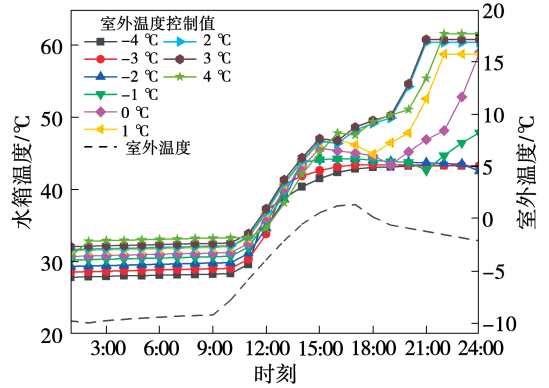


图4 各工况点最冷日水箱升温

Fig. 4 The temperature rise of the water tank on the coldest day at each working point

表1 各工况点主要参数

Tab. 1 Main parameters of each working point

室外温度控制值 $t_{set1}/\text{℃}$	系统总累计能耗/ $\text{kW} \cdot \text{h}$	COP
-4	73 625.82	3.327
-3	73 213.83	3.345
-2	73 200.87	3.341
-1	73 189.17	3.342
0	72 519.35	3.371
1	72 879.26	3.352
2	72 883.61	3.362
3	72 933.05	3.349
4	73 261.84	3.339

2.2 最低温度控制

为了最大程度发挥水相变能热泵系统的辅助供热能力,将负荷侧供水最低温度 t_{set2} 分别设定为35.5,37.5,39.5,41.5,43.5,45.5,47.5和49.5℃ 1~8个工况点,系统总能耗及COP仿真结果如图5所示。

随着负荷侧供水最低温度控制点的上升,水相变能热泵系统运行的时间相对增加,因此系统累计能耗值随最低温度控制点的后移呈现不断升高的趋势,在最低温度控制值为35.5℃时,系统累计总能耗呈现最小值。同时,系统COP不断下降,这是由于随着最低温度控制值的增加,水相变能热泵系统已满足系统的供热需求,但仍在继续补热,造成负荷

侧回水温度升高,供回水温差减小,机组换热效率下降,系统供热量逐渐减小,而系统能耗在上升,因此在最低温度控制值为 49.5 °C 时,系统 COP 出现最小值。

不同工况点下在最冷日(1月13日)系统蓄热水箱逐时蓄水温升情况如图6所示,随着最低温度控制点的上升,蓄水温度逐渐上升,且随着最低温度控制点的上升及水相变能热泵系统供热次数的上升,温升速度越来越快。

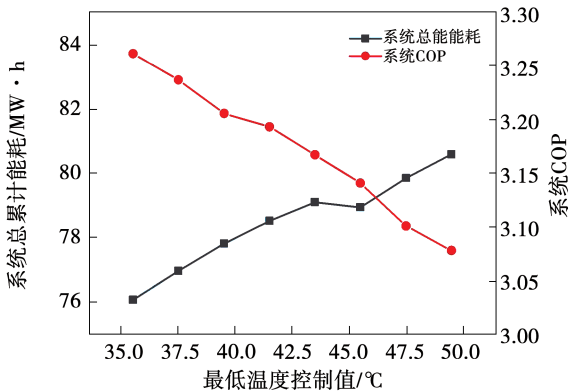


图5 各工况点系统总累计能耗与 COP

Fig. 5 Total cumulative energy consumption and COP of the system at each working point

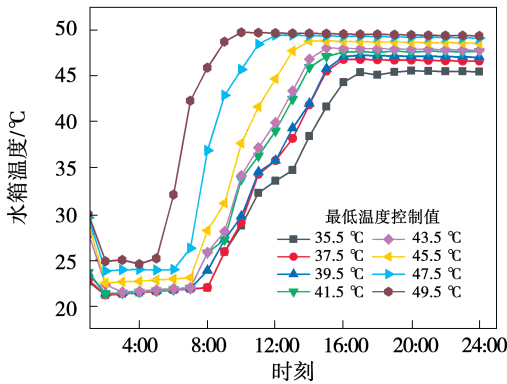


图6 各工况点最冷日水箱温升

Fig. 6 The temperature rise of the water tank on the coldest day at each working point

表2为最低温度控制时各工况点主要参数。图6表明最低温度控制值为49.5 °C时蓄水温度最高,但其系统总能耗相对于最低温度控制值为35.5 °C时增加了4 505.87 kW·h,系统COP降低了5.6%。在最低温度控制值为35.5 °C时系统累计总能耗最

小,同时系统COP最高,因此选择最低温度控制值为35.5 °C,考虑实际工况点,最终选择35.5 (±0.5) °C作为本控制方式的最优工况点即可。

表2 各工况点主要参数

Tab. 2 Main parameters of each working point

最低温度控制值 $t_{set2}/^{\circ}\text{C}$	累计能耗/ $\text{kW}\cdot\text{h}$	COP
35.5	75 088.29	3.261
37.5	76 989.44	3.236
39.5	77 835.09	3.205
41.5	78 533.88	3.193
43.5	79 106.02	3.167
45.5	78 950.24	3.141
47.5	79 858.07	3.101
49.5	80 596.16	3.078

2.3 耦合控制

采用室外温度控制时,系统制热性能受室外温度影响更为显著;而采取最低温度控制时,系统能够对负荷侧供水温度的变化及时作出判断,因此分别选取两种控制方法最优工况点及其相邻2个工况点,组成耦合控制法的9个工况点如表3所示,如工况点Aa:当室外温度低于-1 °C且负荷侧供水温度低于35.5 °C时,开启冷水相变机辅助供热;当室外温度高于-1 °C,或负荷侧供水温度高于35.5 °C时,关闭冷水相变机辅助供热。

表3 耦合控制法下工况点设置

Tab. 3 Setting of working point under coupling control method

室外温度控制/ $^{\circ}\text{C}$	最低温度控制/ $^{\circ}\text{C}$	耦合控制		
A(-1)	a(35.5)	Aa	Ba	Ca
B(0)	b(37.5)	Ab	Bb	Cb
C(1)	c(39.5)	Ac	Bc	Cc

图7、图8为耦合控制时不同工况点供暖季相变能系统和空气源系统累计能耗及系统总累计能耗对比结果。单独比较Aa、Ab和Ac时,即室外温度控制值不变,随着最低温度控制值增加,水相变能热泵系统累计能耗呈下降趋势,而空气源热泵系统能耗升高,这是由于水相变能热泵系统在系统判定供热不足时段运行,随着最低温度控制值的增加,系统

判定供热不足时间减少,水相变能热泵系统运行时间减少,其他两个工况点 B、C 趋势相同;单独比较 Aa、Ba 和 Ca 时,即最低温度控制值不变,随着室外温度控制值的升高,水相变能热泵系统累计能耗增加,空气源热泵系统能耗下降,这是由于室外温度控制值增加,空气源热泵运行时间减少且其换热效率上升。对应的,Aa 工况点下水相变能热泵系统累计能耗最低,Cc 工况点下空气源热泵系统累计能耗最低。

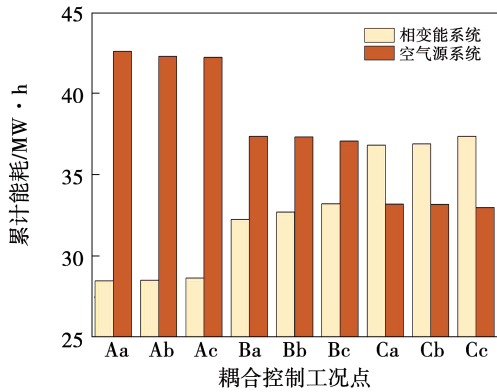


图7 各工况点控制下相变能系统及空气源系统累计能耗

Fig. 7 Cumulative energy consumption of phase change energy system and air source system at each working point

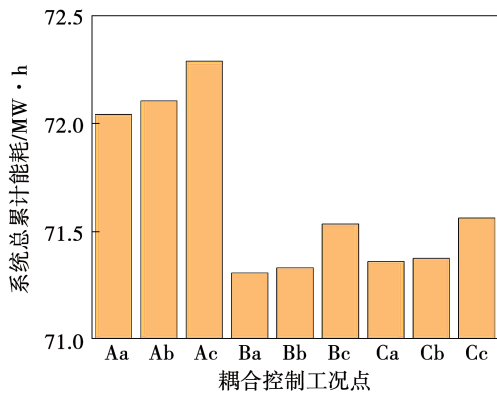


图8 各工况点系统总累计能耗

Fig. 8 Total cumulative energy consumption of the system at each working point

由图8可知,单独比较 Aa、Ab 和 Ac 时,室外温度控制值不变,系统总累计能耗值随最低温度控制点的升高而升高,其他两个工况点 B、C 趋势相同;单独比较 Aa、Ba 和 Ca 时,即最低温度控制值不变,

系统总累计能耗值 $Ba < Ca < Aa$, 工况点 Aa 系统总累计能耗明显高于 Ba、Ca,说明系统因温度零下导致能耗增加。对应的,Ba 工况点下系统总累计能耗最低,Ac 工况点下系统累计能耗最高。

图9为不同耦合控制值下系统 COP,单独比较 Aa、Ab 和 Ac 时,室外温度控制值不变,系统 COP 随最低温度控制点的升高而降低,这是由于水相变能热泵系统的运行时间减小,导致系统供热量减小而能耗上升,其他两个工况点 B、C 趋势相同;单独比较 Aa、Ba 和 Ca 时,即最低温度控制值不变,系统 COP 随室外温度控制值的增加而增加,这是由于随着水相变能热泵系统运行时间的增加,系统总累计供热量增加,而系统换热效率在室外温度超过 $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ 时上升。对应的,Ca 工况点下系统 COP 最高,Ac 工况点下系统 COP 最低。

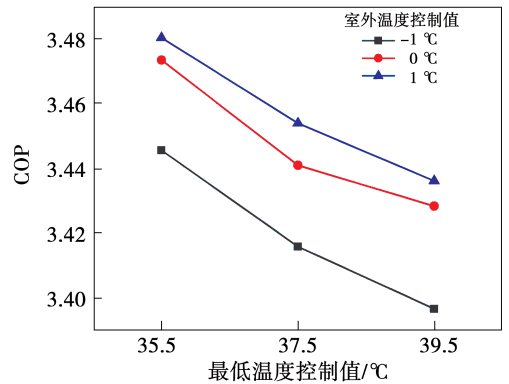


图9 各工况点系统综合 COP 比较

Fig. 9 Comprehensive COP comparison of systems at each working point

由图9可知,因为工况点 Ba 的系统总累计能耗比工况点 Ca 降低 $53.78\text{ kW}\cdot\text{h}$,系统 COP 却降低了 0.2% ,因此综合考虑系统制热性能选择 Ca 为耦合控制法下最优工况点,系统总累计能耗为 $71\ 359.70\text{ kW}\cdot\text{h}$,系统综合 COP 为 3.48 。

3 不同最优工况点分析

3.1 供暖季

将不同控制方式中选择的最优工况点重新编号,如表4所示。绘出供暖季不同控制方式下的最优工况点累计能耗对比如图10所示。

表4 不同控制方式最优工况点设置

Tab.4 Optimal working point setting of different control modes

控制方式	不同控制方式对应最优工况点
I	无控制
II	室外温度控制值为 0 °C 时
III	最低温度控制值 35.5 °C 时
IV	耦合控制法下的工况点 Ca

图 10 为供暖季采用不同控制方式时系统累计能耗,控制方式 I 时的供暖季总能耗最高,其次为工况点 III、II、IV,耦合控制法下的工况点 Ca 供暖季总能耗最低,而传统空气源热泵系统供暖季能耗为 78 853 kW · h,系统 COP 为 2.84,采用控制方式 I ~ IV 时分别较传统空气源热泵系统的供暖季总能耗降低了 3 347,6 334,3 765 和 7 494 kW · h,因此,采用控制方式 I ~ IV 时的热泵系统总节能率分别为 4.24% ,8.03% ,4.77% 和 9.50%。采用控制方式 I ~ IV 时的系统 COP 分别为 3.22,3.37,3.26 和 3.48,耦合控制法下的工况点 Ca 系统 COP 值最高,较传统空气源热泵系统提高了 22.53%。

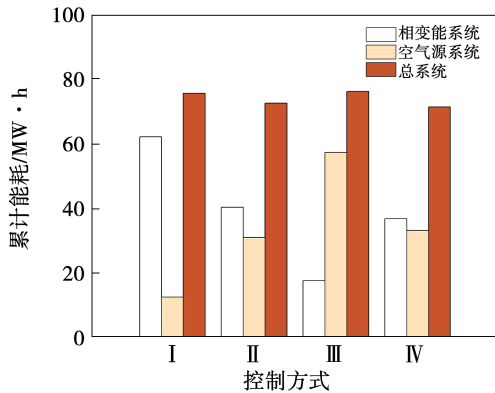


图 10 供暖季不同控制方式累计能耗

Fig.10 Cumulative energy consumption of different control modes in heating season

综上所述,耦合控制法下的工况点 Ca 在总能耗及制热性能上均有较好的表现,因此耦合控制法最佳,最佳工况点 Ca 运行一个供暖季,系统总能耗为 71 359 kW · h,系统 COP 为 3.48。

3.2 典型日

为了更直观地比较不同控制方式实际制热性

能,根据青岛地区室外温度选取典型日 1 月 13 日温度为 -10 ~ 1.3 °C,仿真得到控制方式 I ~ IV 在典型日下制热性能如表 5 所示。

表 5 不同控制方式典型日能耗与 COP

Tab.5 Typical daily energy consumption and COP of different control modes

控制方式	能耗/kW · h	COP
I	1 044.47	3.31
II	1 002.59	3.36
III	1 038.97	2.83
IV	946.24	3.59

控制方式 IV 的运行能耗均低于其他控制方式下的运行能耗,相对于传统空气源热泵系统减小了 114.22 kW · h,日节能率达到 9.86%;控制方式 IV 的 COP 相对于控制方式 I、II、III 和传统空气源热泵系统的 COP 分别增加了 8.24% ,6.77% ,26.85% 和 54.2% ,与传统空气源热泵系统相比制热效果明显提升,这是由于该典型日温度大部分低于 0 °C,空气源热泵在此温度范围下运行取热困难,采用耦合控制法能够充分利用水相变能热泵系统补热,系统运行能耗最小,系统 COP 达到 3.59,其节能效果和制热效果显著。

对典型日下的不同控制方式对比分析可知,控制方式 IV 在 -10 ~ 1.3 °C 范围内,系统能耗最低,COP 最高,使冷水相变机耦合空气源热泵系统在节能效果与制热性能得到明显的提高。

4 结论

(1) 相对于其他控制方式,控制方式 IV 为最佳,即耦合控制时的最优工况点 Ca;当室外温度控制值低于 1 °C,负荷侧供水温度低于 35.5 °C 时,开启冷水相变机辅助供热;当室外温度高于 1 °C,负荷侧供水温度高于 36.5 °C 时,关闭冷水相变机辅助供热;供暖季系统总能耗为 71 359 kW · h,系统 COP 为 3.48,与传统空气源热泵系统相比,供暖季总能耗降低了 9.5%,系统 COP 提高了 22.53%。

(2) 冷水相变机与空气源热泵耦合系统在典型日 1 月 13 日模拟运行时,采用控制方式 IV 时系统日

运行能耗最低,系统 COP 较传统空气源热泵系统提高了 54.2%,因此在最冷日运行时,该系统在制热性能和能耗上均有良好的表现。

参考文献:

- [1] 王林,付文轩,谈莹莹,等. 太阳能辅助的双源耦合热泵系统制热特性研究[J]. 太阳能学报,2019,40(8):2272-2278.
WANG Lin, FU Wen-xuan, TAN Ying-ying, et al. Research on heating characteristics of dual-source coupled heat pump system assisted by solar energy [J]. Solar Energy, 2019, 40(8): 2272-2278.
- [2] 周光辉,刘寅,张岑,等. 太阳能辅助空气源复合热泵冬季供热特性实验研究[J]. 太阳能学报,2011,32(11):1662-1665.
ZHOU Guang-hui, LIU Yin, ZHANG Cen, et al. Experimental study on heating performance of a solar assistant air source heat pump [J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2011, 32(11): 1662-1665.
- [3] 熊楚超,罗景辉,王景刚,等. 邯郸地区某空气源热泵供暖系统运行性能分析[J]. 制冷学报,2021,42(1):111-117.
XIONG Chu-chao, LUO Jing-hui, WANG Jing-gang, et al. Operation performance analysis of an air source heat pump heating system in Handan area [J]. Journal of Refrigeration, 2021, 42(1): 111-117.
- [4] 郑记莘,吴荣华. 提取冷水凝固热的热泵系统技术方案[J]. 暖通空调,2016,30(10):140-142.
ZHENG Ji-shen, WU Rong-hua. Technical scheme of heat pump system for extraction of cold water condensation heat [J]. Heating Ventilation Air Conditioning, 2016, 30(10): 140-142.
- [5] 吴荣华,李康,赵宗辉,等. 一种冷水相变能取热装置及其系统[P]. 中国:201721919476.0,2017-12-31.
WU Rong-hua, LI Kang, ZHAO Zong-hui, et al. The utility model relates to a cold water phase change heat removal device and a system thereof [P]. China: 201721919476.0, 2017-12-31.
- [6] 吴荣华,迟芳,徐龙,等. 一种提取凝固热或制冰的热泵供热供冷系统[P]. 中国:201610701458.9,2016-08-22.
WU Rong-hua, CHI Fang, XU Long, et al. The utility model relates to a heat pump heating and cooling system for extracting condensation heat or making ice [P]. China: 201610701458.9, 2016-08-22.
- [7] 吴荣华,迟芳,徐龙,等. 一种冷水凝固潜热采集方法[P]. 中国:201611267862.6,2016-12-31.
WU Rong-hua, CHI Fang, XU Long, et al. The invention relates to a method for collecting latent heat of cold water solidification [P]. China: 201611267862.6, 2016-12-31.
- [8] 吴荣华,迟芳,赵宗辉,等. 一种凝固潜热采集装置及系统[P]. 中国:201611267872.X,2016-12-31.
WU Rong-hua, CHI Fang, ZHAO Zong-hui, et al. The utility model relates to a coagulation latent heat collecting device and system [P]. China: 201611267872.X, 2016-12-31.
- [9] 岳远博,吴荣华,朱宏伟. 冷水相变能热泵系统及能耗[J]. 热能动力工程,2020,35(4):259-264.
YUE Yuan-bo, WU Rong-hua, ZHU Hong-wei. Cold water phase change energy heat pump system and energy consumption [J]. Thermal Energy and Power Engineering, 2020, 35(4): 259-264.
- [10] 王丽娟,李宪莉,杨红. 复合式热泵系统运行策略的模拟与分析[J]. 流体机械,2020,48(10):83-88.
WANG Li-juan, LI Xian-li, YANG Hong. Simulation and analysis of operation strategy of hybrid heat pump system [J]. Fluid Machinery, 2020, 48(10): 83-88.
- [11] 曾乃晖,袁艳平,孙亮亮,等. 基于 TRNSYS 的空气源热泵辅助太阳能热水系统优化研究[J]. 太阳能学报,2018,39(5):1245-1253.
ZENG Nai-hui, YUAN Yan-ping, SUN Liang-liang, et al. Research on optimization of solar water heating system assisted by air source heat pump based on TRNSYS [J]. Journal of Solar Energy, 2018, 39(5): 1245-1253.

(王治红 编辑)